



УДК 621.67

К ВОПРОСУ О ЦЕЛЕСООБРАЗНОСТИ БАЛАНСИРОВКИ РОТОРОВ НА МАГНИТНОМ ПОДВЕСЕ В СОБСТВЕННЫХ ОПОРАХ

QUESTIONS ABOUT THE EFFICIENCY OF BALANCING OF ROTORS WITH ACTIVE MAGNETIC BEARINGS IN OWN SUPPORTS

Балеевских Александр Викторович, магистр каф. «Турбины и двигатели», Уральский федеральный университет имени первого Президента России Б.Н. Ельцина, Россия, 620002, г. Екатеринбург, ул. Мира, 19. E-mail: aleksandr_baleevskih@rambler.ru, Тел.: +7(908)906-26-08

Кистойчев Александр Владимирович, канд. техн. наук, доцент каф. «Турбины и двигатели», Уральский федеральный университет имени первого Президента России Б.Н. Ельцина, Россия, 620002, г. Екатеринбург, ул. Мира, 19. E-mail: kistoychev@gmail.com. Тел.: +7(908)913-20-87

Alexander V. Baleevskih, Master student, Department «Turbines and engines», Ural Federal University named after the first President of Russia B.N.Yeltsin, 620002, Mira street, 19, Ekaterinburg, Russia. E-mail: aleksandr_baleevskih@rambler.ru. Ph.: +7(908)906-26-08

Alexander V. Kistoychev, Candidate Sc., Docent, Department «Turbines and engines», Ural Federal University named after the first President of Russia B.N.Yeltsin, 620002, Mira str., 19, Ekaterinburg, Russia. E-mail: kistoychev@gmail.com. Ph.: +7(908)913-20-87

Аннотация: Рассмотрены практические примеры балансировки роторов на активных магнитных подшипниках в собственных опорах. Определены границы применимости данной операции для «жестких» и «гибких» роторов на АМП. Сформулированы задачи дальнейших исследований.

Abstract: Practical examples of balancing rotors on active magnetic bearings in their own supports are considered. The limits of the applicability of this operation for "rigid" and "flexible" rotors on AMP are determined. The tasks of further research are formulated.

Ключевые слова: ротор; балансировка; активный магнитный подвес; динамический коэффициент влияния.

Key words: rotor; balancing; active magnetic bearings; dynamic coefficient of influence.

ВВЕДЕНИЕ

Широкое распространение активных магнитных подвесов (АМП) в газовой промышленности остро поставило вопрос о вибрационной надежности таких агрегатов и методах их вибрационной наладки [1], [2]. Подавляющее большинство проблем с вибрационной надежностью центробежных нагнетателей (ЦБН) с АМП сводятся либо к их неустойчивости и росту низкочастотной вибрации (НЧВ) на определенных режимах [1], [2] либо к повышенному уровню оборотной составляющей вибрации. Первая из обозначенных проблем достаточно многогранна вследствие разнообразия причин, вызывающих срыв агрегатов в НЧВ, а поэтому требует отдельного рассмотрения. Настоящая статья посвящена рассмотрению второй из обозначенных проблем – проблеме повышенной оборотной составляющей вибрации вала на АМП.

Анализ показывает, что повышенная вибрация может появляться на агрегате не обязательно после работ, которые связаны с внесением

дисбалансов в ротор. Довольно часто (зачастую) она может возникать даже после проведения очередного технического обслуживания ТО магнитного подвеса.

Специалисты по вибрационной наладке газотранспортных предприятий «по привычке» пытаются бороться с оборотной составляющей вибрации при помощи классических методов балансировки. Однако, на наш взгляд, такой подход имеет множество нюансов и неувязок. Главная из них заключается в том, что АМП – это активные опоры, реакция которых зависит от величины дисбаланса и настроек САУ АМП. В свою очередь это означает, что нарушается принцип линейности между уравновешивающими грузами и реакцией опор. Между тем, опыт наших коллег показывает, что зачастую балансировка дает положительные результаты.

Чтобы разрешить накопившиеся противоречия и ответить на имеющиеся вопросы, нами были начаты соответствующие исследования в данном

направлении, некоторые результаты которых изложены в настоящей статье.

АНАЛИЗ ПРАКТИЧЕСКИХ СЛУЧАЕВ БАЛАНСИРОВОК РОТОРОВ НА МАГНИТНОМ ПОДВЕСЕ

Рассмотрение вопроса о балансировке роторов на АМП лучше всего начать с анализа имеющихся данных по результатам уже проведенных балансировок. Это позволит сделать вывод о принципиальной возможности проведения данной операции.

В качестве примера рассмотрим два случая балансировки роторов ЦБН на АМП:

1. Ротор ЦБН типа 25ГЦ2-340/85-120МС0 производства ПАО «Сумское НПО им. М.В. Фрунзе» на АМП производства ФГУП НПП «ВНИИЭМ»
2. Ротор ЦБН типа 220-11-1СМП производства ЗАО «РЭП Холдинг» на АМП производства фирмы SKF S2M.

В качестве плоскостей коррекции в обоих случаях использовались фланцевое соединение трансмиссии и ротора ЦБН – в районе передней опоры и упорный гребень ротора ЦБН – в районе задней опоры.

Критерием оценки проведенных балансировок в проведенном анализе был принят «динамический коэффициент влияния» (ДКВ), т.е. вектор, определяющий отношение приращения вибрации опоры к вектору пробного груза, вызывающего это приращение [3]. Метод балансировки по ДКВ широко используется на практике. При этом важно отметить, что в основу данного метода положено постоянство и повторяемость ДКВ от пуска к пуску, что возможно только при выполнении допущения о линейной связи между устанавливаемыми грузами и изменением вибрации, т.е. изменение массы груза должно приводить к пропорциональному изменению вибрации, а изменение угла установки груза – к аналогичному изменению фазы вектора влияния этого груза на вибрацию опоры.

В ходе проведенного анализа мы оценивали именно постоянство значений ДКВ. Контроль вибрации агрегатов на АМП осуществляется по параметрам вибрации вала. Вблизи каждого из АМП устанавливается пара датчиков, которые располагаются, как правило под углами 45° к горизонту или строго горизонтально и вертикально. На практике часто пользуются проекциями вибрации вала на оси X и Y, которые обозначаются как S_x и S_y , что, на наш взгляд, по меньшей мере, неудобно, т.к. требуется анализ большого количества данных. В ходе своего анализа мы перешли к интегральной величине –

максимальному виброперемещению вала S_{max} , которая является векторной суммой перемещений S_x и S_y .

Анализ полученных в ходе реальных балансировок ДКВ говорит о том, что в случае с нагнетателем типа 25ГЦ2-340/85-120МС0 на подвесах производства ВНИИЭМ, их значения достаточно стабильны по одной опоре и имеют разброс по углу около 60° по второй опоре при относительной стабильности модуля, что является фактором, способным если не сделать невозможным, то, по крайней мере, серьезно затруднить снижение вибрации одновременно по обоим опорам (рис. 1).

В [4] было показано, что разброс в величине фазового угла ДКВ на величину более 60° от пуска к пуску приведет к отрицательным результатам балансировки, даже при абсолютном совпадении значений модуля вектора влияния.

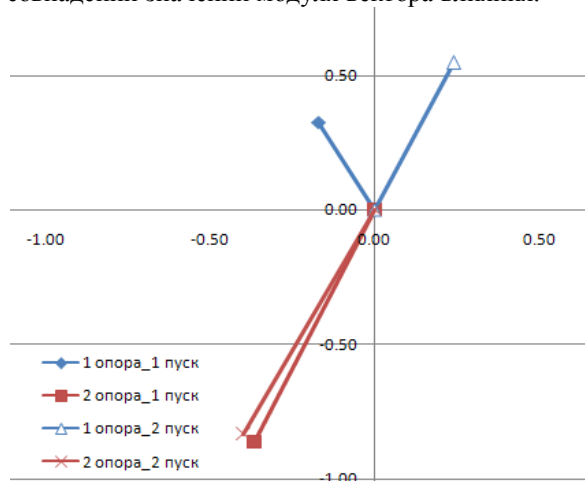


Рис. 1. ДКВ груза в плоскости муфты для ЦБН типа 25ГЦ2-340/85-120МС0, вычисленные по значению S_{max}

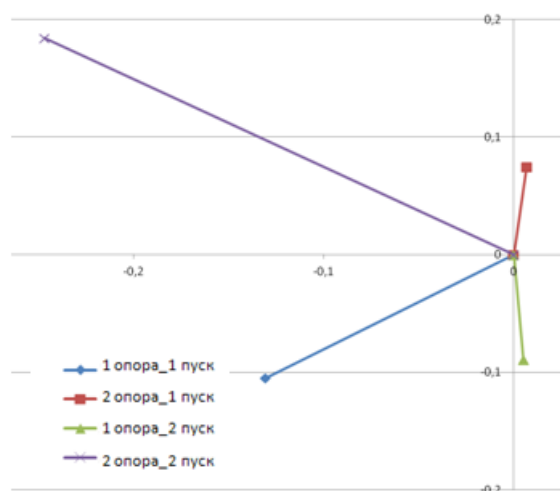


Рис. 2. ДКВ груза в плоскости муфты для ЦБН типа 25ГЦ2-340/85-120МС0, вычисленные по значению S_{max}

В случае с нагнетателем типа 220-11-1СМП векторы ДКВ для обоих опор сильно различаются по величине, а по углу различаются больше чем на 60° (рис. 2). Это делает проведение балансировки принципиально невозможным.

Помимо отмеченной нестабильности значений ДКВ, необходимо сделать еще несколько важных замечаний, которые касаются практической реализации процесса балансировки роторов на АМП в собственных опорах.

Во-первых, специалистам-балансировщикам известно, что для успешной сходимости процесса балансировки необходимо, чтобы модули коэффициентов влияния на ближнюю и дальнюю опоры различались не менее, чем в два раза. Аналогичные рекомендации приводит фирма SCHENCK в некоторых своих учебных материалах. Совершенно очевидно из рис. 1 и 2, что выполнение данного условия не всегда выполняется в случае для агрегатов на АМП.

Во-вторых, как отмечалось нами и другими специалистами, в ходе наладки агрегатов на АМП, при снижении оборотной составляющей вибрации в ходе балансировки, как правило, наблюдается рост общего уровня вибрации за счет низкочастотных составляющих.

Таким образом, анализ практических случаев балансировки не дает однозначного ответа на вопрос о возможности данной операции. Между тем, ставит ряд дополнительных вопросов:

1. Повторяемость ДКВ выше для одних агрегатов и ниже для других, что позволяет сделать предположение о влиянии настроек системы автоматического управления АМП. Однако данное утверждение требует проверки.

2. Требует отдельного рассмотрения вопрос о целесообразности проведения балансировочных работ, в ходе которых, зачастую, общий уровень вибрации возрастает.

3. Требует рассмотрения вопрос о возможности устранения дисбалансов ротора путем установки грузов только в консольных плоскостях коррекции, что не принято в энергетике.

АНАЛИЗ ВОЗМОЖНОСТИ БАЛАНСИРОВКИ РОТОРОВ ЦБН НА АМП В КОНСОЛЯХ

Роторы на АМП принято делить на «жесткие», которые работают до первой изгибной собственной формы и «гибкие», рабочая частота которых лежит выше первой изгибной собственной частоты.

Классические «жесткие» ротора могут быть уравновешены во всем диапазоне частот вращения в двух произвольно выбранных плоскостях. Однако для «жестких» роторов на АМП это правило не соблюдается, поскольку такой ротор проходит две критические частоты при развороте

до рабочей частоты вращения. Поэтому требуется рассмотреть оба случая.

Балансировка была произведена в виде численного моделирования в программе DyRoBeS Rotor при условии абсолютной линейности опор.

Балансировку «жесткого» ротора рассмотрим на примере ротора ЦБН типа 25ГЦ2-340/85-120МС0 производства ПАО «Сумское НПО им. М.В. Фрунзе» (рис. 3), первая, вторая и третья собственные частоты которого равны 2514, 4476 и 9097 об/мин, соответственно, при рабочей частоте вращения 4800 об/мин.

В качестве «гибкого» ротора рассмотрим ротор ЦБН типа НЦ-16 ДКС/100ГКС производства НПО ИСКРА (рис. 4), первые четыре собственные частоты которого равны 1518, 3362 и 4364 об/мин, соответственно, при рабочей частоте вращения 5300 об/мин.

В качестве исходных дисбалансов рассмотрим два случая (наиболее вероятных): наличие дисбаланса внутри пролета ротора, например, вследствие повреждения рабочего колеса и наличие дисбаланса в непосредственной близости к «ротору» АМП, т.е. пакету шихтованного железа, который насаживается на ротор и выполняет роль шеек в АМП.

В первом случае один дисбаланс расположен в центре ротора на рабочем колесе, а во втором - система из двух дисбалансов, находящихся под углом 180° друг относительно друга, схема расположения дисбалансов представлена на рис. 3 и 4.

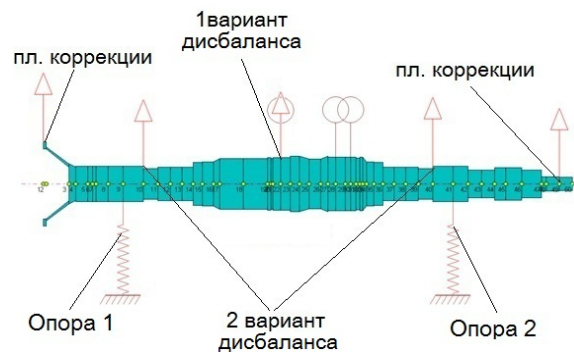


Рис.3. Модель ротора ЦБН типа 25ГЦ2-340/85-120МС0 с указанием плоскостей коррекции и мест внесения исходных дисбалансов

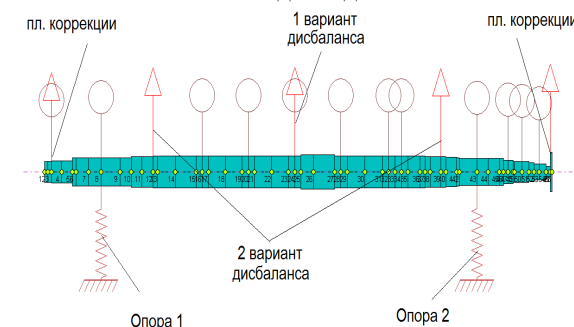


Рис.4. Модель ротора ЦБН типа НЦ-16 ДКС/100ГКС с указанием плоскостей коррекции и мест внесения исходных дисбалансов

Для оценки качества балансировки были рассчитаны амплитудно-частотные характеристики (АЧХ) для каждого ротора до и после балансировки (рис.5-7). Из их рассмотрения видно, что «гибкий» ротор на АМП также может быть уравновешен во всем диапазоне частот вращения, а балансировка «жесткого» ротора возможна только на одной, рабочей частоте. При этом вибрация на критических частотах, а именно на первой, существенно возрастает, при условии отсутствия активных методов гашения вибрации САУ АМП.

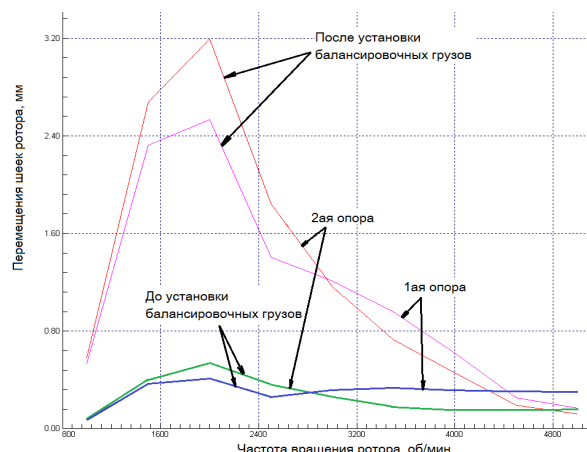


Рис.5. АЧХ ротора 25ГЦ2-340/85-120МС0 при первом варианте дисбаланса

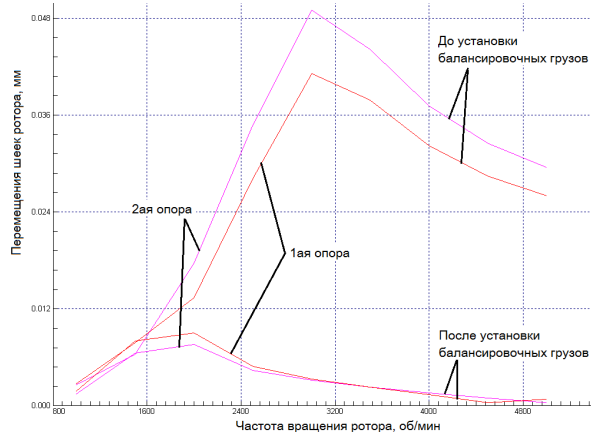


Рис.6. АЧХ ротора 25ГЦ2-340/85-120МС0 при втором варианте дисбаланса

Устранение дисбалансов, привнесенных в ходе насадки «магнитных роторов» (вариант 2), возможно добиться снижения вибрации во всем диапазоне рабочих частот вращения, что объясняется близостью плоскостей внесения дисбалансов и плоскостей коррекции.

Существенной оговоркой является то, что зачастую балансировка ротора ЦБН проводится после очередного ТО, в ходе которого не проводились работы, способные привнести в

ротор дисбалансы, однако при выводе из ремонта отмечается повышенная вибрация.

Предварительный анализ возможности и целесообразности балансировки агрегатов на АМП в собственных опорах показал, что для «жесткого» ротора есть ограничения по балансировке с использованием консольных плоскостей коррекции, а именно не допускается устранения дисбаланса расположенного по центру ротора.



Рис.7. Амплитудно-частотная характеристика ротора пятиступенчатого ЦБН НЦ-16 ДКС/100ГКС при втором варианте дисбаланса

В ходе дальнейших исследований будут рассмотрены следующие задачи:

1. Повторяемость ДКВ выше для одних агрегатов и ниже для других, что позволяет сделать предположение о влиянии настроек САУ АМП.
2. Требуется отдельного рассмотрения вопрос о целесообразности проведения балансировочных работ, в ходе которых, зачастую, общий уровень вибрации возрастает.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Кистойчев А.В., Лун-Фу А.В., Урьев Е.В. Устранение причин срыва в низкочастотную вибрацию центробежного нагнетателя на магнитном подвесе // Газовая промышленность. 2016. № 1. С. 102-108.
2. Кистойчев А.В., Машечкин Н.В., Урьев Е.В. Вибрационная надежность турбокомпрессоров на магнитных подшипниках // Компрессорная техника и пневматика. 2016. №6. С. 29-33.
3. Урьев Е.В. Вибрационная надежность и диагностика турбомашин. Екатеринбург: ГОУ ВПО УГТУ-УПИ. Учебное пособие, 2005. 131с.
4. Жуков С.В. Разработка и совершенствование методов балансировки гибких роторов турбомашин. Екатеринбург: ГОУ ВПО УГТУ-УПИ. Диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук, 2004. 140с.